

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 531 836**

51 Int. Cl.:

**F16H 57/08** (2006.01)

**F16H 1/28** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **12.02.2010 E 10786474 (6)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **14.01.2015 EP 2440813**

54 Título: **Ensamblaje de engranajes con clavija flexible asimétrica**

30 Prioridad:

**11.06.2009 US 456096**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:  
**20.03.2015**

73 Titular/es:

**FRIEDE GOLDMAN UNITED, LTD. (100.0%)  
c/o Campbells Corporate Services Limited, Floor  
4, Willow House, Cricket Square, PO Box 268  
Grand Cayman KY1-1104, KY**

72 Inventor/es:

**MONTESTRUC, ALFRED**

74 Agente/Representante:

**CARPINTERO LÓPEZ, Mario**

**ES 2 531 836 T3**

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

## DESCRIPCIÓN

Ensamblaje de engranajes con clavija flexible asimétrica

**Antecedentes de la invención**

5 La invención se refiere a ensamblajes de engranajes y, más concretamente, a unos conjuntos de engranajes planetarios que pueden ser utilizados en sistemas de piñón y cremallera y otros aplicaciones industriales de este tipo.

10 Los sistemas de engranajes planetarios se utilizan ampliamente en una pluralidad de entornos industriales. En dichos sistemas, la potencia de entrada rotacional generalmente se produce bajo la forma de un engranaje solar. Una pluralidad de engranajes planetarios está montada alrededor del engranaje solar para recibir la fuerza rotacional procedente del engranaje solar mediante la toma constante de los respectivos dientes. Tradicionalmente, los engranajes planetarios están montados en un área rotatoria de engranajes planetarios y el elemento de potencia de salida generalmente se presenta bajo la forma de una corona dentada.

15 Un engranaje epicíclico típico o sistema de engranajes planetarios además del engranaje solar y de una pluralidad de engranajes planetarios utiliza una corona dentada provista de unos dientes internos. La corona dentada está situada en el soporte, estando el engranaje planetario engranado con el engranaje solar y la corona dentada que discurren alrededor tanto de los engranajes planetarios como del engranaje solar. La corona dentada está típicamente engranada con todos los engranajes planetarios. De esta manera, cada engranaje planetario está engranado tanto con el engranaje solar como con la corona dentada, y con ninguno de los demás planetarios, mientras que la corona dentada y el engranaje solar están cada uno engranados con cada uno de los planetarios.

20 Los planetarios están todos montados sobre los ejes en una relación paralela, relación que teóricamente sería retenida durante la rotación. De estos tres conjuntos de elementos, el engranaje solar, los planetarios montados sobre el soporte y la corona dentada, uno típicamente se mantendrá fijo y los demás rotarán, con potencia para rotar alimentada hacia un componente rotatorio, a unas velocidad y par angulares determinados, y la potencia tomada del otro componente rotatorio a un par y velocidad modificados relacionados linealmente o de manera inversa con el

25 primero por la relación de transmisión.

Un problema común de los sistemas de engranajes tanto planetarios como no planetarios es la desalineación de los dos engranajes cuando sus dientes se engranan. Cuando los ejes geométricos de rotación de los engranajes no son perfectamente paralelos los contactos parciales de los dientes provocan esfuerzos de expansión y contacto sobre un extremo de un diente. En teoría, la pérdida potencial de potencia de la potencia de salida de los ensamblajes de engranajes debida a la desalineación puede ser de un 30 por ciento o superior. La situación de falta de paralelismo provoca problemas considerables en cuanto al desgaste excesivo, la fricción añadida y el ruido añadido, y un esfuerzo superior en los dientes de engranaje, lo que provoca la fatiga del metal.

30

Otro problema creado en el sistema de engranajes planetarios con cuatro o más engranajes planetarios es la distribución de las cargas entre los engranajes planetarios. Con el fin de obtener una mejor uniformidad de la carga, uno de los procedimientos sugeridos consiste en permitir la deformación elástica de los ejes de los engranajes planetarios y adoptar unos "montajes flexibles". Otro problema adicional surge debido a la deflexión del soporte bajo la carga, lo cual puede introducir la máxima desalineación cuando los engranajes son sometidos a una carga máxima. En dicho momento, la deformación torsional del soporte introduce la mayor desalineación debido a la deformación. Una parte considerable del gran porcentaje de reducción de la potencia normal de todos los engranajes debido a la desalineación es directamente atribuible a este hecho.

35

40

Una de las soluciones ofrecidas por la industria es utilizar un par de placas separadas rígidamente conectadas para que funcionen como soporte planetario. El diseño de doble placa permite reducir de manera significativa la deflexión del eje planetario y la desalineación. Sin embargo, los diseños de soportes de doble placa no están bien preparados para el uso de montajes flexibles para los planetarios, lo que, a su vez, les convierte en diseños deficientemente preparados para el uso de más de tres planetarios. Así mismo, los problemas de intolerancia tenderán a verse agravados por la rigidez de estos diseños.

45

Otro enfoque al problema se muestra en la Pat. estadounidense No. 3,303,713 concedida a R.J. Hicks en 1967. De acuerdo con la patente 3,303,713, un manguito está interpuesto entre el engranaje y el eje, sobre el cual la rueda dentada está situada. El eje presenta unas porciones terminales opuestas rígidamente fijadas entre la rueda dentada y el soporte. Se afirma que el espacio entre la rueda dentada y el soporte permite que el eje se flexione para proporcionar una carga uniforme. Hicks da a conocer también la configuración de la clavija de forma que está aplanada en los dos lados paralelos al eje geométrico radial del engranaje solar y perpendicular a la dirección tangencial del movimiento de los planetarios. El objeto de este diseño es reducir el módulo en sección sobre el eje geométrico para permitir mayores deflexiones en esa dirección que permitan un mejor compartimiento de la carga, y que también permita una mejor prevención de la deflexión en la dirección radial debido a las fuerzas centrípetas. Así mismo, diferentes formas de realización de mecanismos de engranaje se describen por Looman J: "Apartado 3.7: Belastungsausgleich in Planetengetrieben", Zahnradgetriebe. Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen, Springer Verlag, Berlín, DE, vol. 26 (3ª Ed), 1 de enero de 1996 (01-01-1996), páginas 118 - 125. Como

50

55

documento de la técnica anterior presuntamente más próximo, muestra diversas soluciones para engranajes solares o internos sin soporte así como engranajes planetarios soportados de manera flexible, engranajes solares o internos flexibles y engranajes planetarios radialmente flexibles.

Las siguientes características de la reivindicación 1 se divulgan en este documento:

- 5 Un ensamblaje de engranajes comprende una pluralidad de conjuntos de engranajes planetarios fijada a un soporte tipo horquilla, en el que cada uno de dichos conjuntos de engranajes planetarios comprende un engranaje planetario soportado por un eje de engranaje, presentando el eje de engranaje unos primero y segundo extremos opuestos, siendo cada extremo soportado por un primero y un segundo cojinete esférico montado dentro del soporte, siendo capaz el eje de engranaje de flectarse a lo largo de al menos parte de la longitud del eje de engranaje cuando se aplican cargas torsionales y rotacionales sobre el ensamblaje de engranajes.

10 Aunque los sistemas de la Patente estadounidense No. 3,303,713 así como todas las formas de realización ofrecidas por Looman pueden funcionar satisfactoriamente en determinados entornos, existe la necesidad de un ensamblaje de engranajes para su uso en entornos de grandes cargas, como por ejemplo los sistemas de piñón y cremallera de un gato de elevación.

Por tanto, constituye un objeto de la presente invención potenciar al máximo la deflexión de la carga de los engranajes planetarios para contribuir a la compartimiento de la carga entre engranajes planetarios.

Constituye otro objeto de la invención proporcionar un conjunto de engranajes planetarios que presente un eje planetario flexible que se flecte bajo las cargas torsionales y rotacionales aplicadas el ensamblaje de engranajes.

- 20 Estos y otros objetos de la invención se obtienen mediante la provisión de un ensamblaje de engranajes epicíclico que presenta una pluralidad de conjuntos de engranajes planetarios fijada en un soporte. Cada conjunto de engranajes planetarios presenta un engranaje planetario soportado por un eje planetario, presentando el eje planetario sus extremos opuestos soportados dentro del soporte, siendo capaz el eje planetario de flectarse a lo largo de al menos una parte de su longitud cuando el ensamblaje de los ejes sea sometido a cargas torsionales y rotacionales. Cada eje planetario presenta unos extremos opuestos soportados por un cojinete esférico [Rodamiento esférico o CARB (según fabricación por la corporación SKF de Suecia) o cojinetes lisos esféricos (como los que existen y son bien conocidos) se debe entender que quedan incluidos como posibles tipos de cojinetes esféricos utilizados en la presente invención en la que el término cojinete esférico se utiliza], con la parte media embutida en caliente sobre el engranaje planetario. El eje planetario presenta un doble cono que se reduce a partir de la parte media hacia los extremos opuestos.

### **Breve descripción de los dibujos**

A continuación se hará referencia a los dibujos, en las que las mismas partes son designadas mediante los mismos numerales, en los que:

- 35 La Figura 1 es una vista en perspectiva de un ensamblaje de engranajes que incluye un soporte y varios conjuntos de engranajes planetarios de acuerdo con la presente invención;
- La Figura 2 es una vista desde un extremo del soporte del mostrado en la Figura 1.
- La Figura 3 es una vista en sección transversal parcial de un soporte con un eje cónico asimétrico de acuerdo con la presente invención, mostrándose únicamente un eje de engranaje por razones de claridad.
- 40 La Figura 4 es una vista en sección transversal de un eje de engranaje asimétrico para un engranaje epicíclico tipo en horquilla para su uso en el sistema de la presente invención.
- La Figura 5 es una vista desde un extremo del engranaje planetario para su uso en el sistema de la presente invención.
- La Figura 6 es una vista en sección transversal del engranaje planetario acoplado con el eje de engranaje asimétrico de la presente invención.
- 45 La Figura 7 es una vista en perspectiva del eje de engranaje asimétrico del sistema de la presente invención en un estado libre de carga.
- La Figura 8 es una vista en perspectiva del eje de engranaje asimétrico en un estado parcialmente flexionado.
- La Figura 9 es una vista en perspectiva del eje de engranaje asimétrico en un estado totalmente flexionado.
- 50 La Figura 10 es una vista en perspectiva del eje de engranaje asimétrico del engranaje planetario en un estado libre de carga.

La Figura 11 es una vista en perspectiva del eje de engranaje asimétrico del eje planetario en un estado completamente flexionado.

**Descripción detallada de la invención**

5 Como se ha analizado con anterioridad, en cualquier tipo de aplicación de caja de engranajes planetarios, un problema importante es el compartimiento de la carga entre los planetarios. Muchos efectos pueden provocar la distribución defectuosa de las cargas entre los engranajes planetarios. Estos incluirían, pero no se limitarían a, errores de tolerancias en la fabricación de los componentes de la caja de engranajes, cargas laterales introducidas en el soporte en el caso de un sistema de gateamiento, cargas por tormentas que provoquen deflexiones del eje de piñón de gateamiento, el desplazamiento del centro de la cuerda de las patas de la torre de perforación de la carcasa del gato si las guías de las patas están excesivamente gastadas, una turbina eólica que ofrece cargas excéntricas sobre el rotor debido a que la velocidad del viento está más por encima de la línea central del rotor que por debajo.

15 Cualquiera de estos tipos de problemas puede provocar que algunos engranajes planetarios presenten cargas considerablemente más altas que los demás, y para tratar este problema, es deseable una ayuda del eje de engranaje haciendo posible que el planetario más cargado se defleccione más y que empuje la carga a través del soporte que los demás planetarios. La presente invención resuelve estos problemas mediante los aspectos estructurales del ensamblaje de caja de engranajes descrito más adelante.

20 Dirigiendo ahora la atención a los dibujos con mayor detalle, el número 10 designa un ensamblaje de engranajes de la presente invención. El ensamblaje 10 de engranajes comprende un soporte 11, que puede ser utilizado en un engranaje epicíclico o en un sistema de engranajes planetarios que conste de uno o más engranajes exteriores o engranajes planetarios, girando alrededor de un engranaje solar o central. Típicamente, los engranajes planetarios están montados en el soporte 11 el cual por sí mismo puede rotar con respecto al engranaje solar. Los sistemas de engranaje epicíclicos pueden también incorporar el uso de una corona dentada exterior o ánulo, que engrane con los engranajes planetarios.

25 Cuando se utiliza en un cordón de gateamiento el sistema de engranajes está diseñado para desplazar las patas de la instalación de gateamiento así como para elevar el casco de la torre de perforación utilizando un sistema de piñón y cremallera hasta una altura por encima de la acción prevista de las olas. Cuando el casco se eleva, los dientes de la cuerda de las patas encajan con los dientes de la carcasa del gato. Tradicionalmente, los piñones de gateamiento transmiten el par de torsión a las cuerdas de las patas, provocando que las patas se desplacen verticalmente en relación con el casco de la torre de perforación. Un motor situado sobre una torre de perforación transmite la rotación a cada piñón por medio de un ensamblaje de engranajes, el cual está fijado a la carcasa del gato opuesta a los piñones. El ensamblaje de engranajes está fijado en una caja de engranajes con el piñón central, o el engranaje solar está conectado a un motor. Una corona dentada exterior está montada en la caja de engranajes.

35 Se presume que la disposición de caja de engranajes planetarios ofrece muchas ventajas respecto de las disposiciones de cajas de engranajes tradicionales. Una ventaja es su combinación única tanto de la compatibilidad como de las considerables eficiencias de la transmisión de potencia. La típica pérdida de la eficiencia en una disposición de engranajes planetarios es de solo de un 3% por etapa. Este tipo de eficiencia asegura que una gran proporción de la energía que es introducida a través del engranaje solar hasta el interior de la caja de engranajes se multiplica y se transmite al par de torsión y no se pierde en pérdidas mecánicas dentro de la caja de engranajes. Otra ventaja de la disposición de caja de engranajes planetarios es la distribución de la carga. Debido a que la carga que se transmite es compartida entre múltiples planetarios, o conjuntos de engranajes planetarios, la capacidad del par se incrementa en gran medida. Cuanto más planetarios ofrezca el sistema mayor será la capacidad de la carga y mayor la densidad del par.

45 La disposición de caja de engranajes planetarios también crea una mayor estabilidad y una rigidez rotacional incrementada. Sin embargo, como se manifestó con anterioridad, dichas soluciones de ingeniería no carecen de problemas, como por ejemplo la complejidad del diseño y los huelgos entre los dientes de engranaje durante la rotación del engranaje solar.

50 Como se puede apreciar en los dibujos, los engranajes 12 planetarios están montados dentro del soporte 11 mediante los ejes 14 de engranajes planetarios. Cada conjunto de engranajes 12 planetarios, presenta un engranaje planetario dentado que está diseñado para engranar con los dientes del engranaje solar y una corona dentada. Cada engranaje 12 planetario está encajado a presión o embutido en caliente sobre el eje 14 de engranaje. Cada soporte 11 presenta unos medios de conexión del par de torsión elevado que transmiten el par desde una fuente de energía externa (no mostrada) a través de un eje, típicamente un eje acanalado que presenta unas aristas en forma de engranajes longitudinales a lo largo de su superficie interior o exterior.

55 Los ejes 14 de engranajes están fijados en relación paralela entre sí, siendo los ejes geométricos centrales de los engranajes 12 planetarios paralelos al eje geométrico central del soporte 11.

Cada engranaje 12 planetario está provisto de unos dientes 15 que presentan unas superficies de contacto complementarias para engranar con un engranaje solar situado en posición central. Tradicionalmente, los

ensamblajes de engranajes se pueden contener cuatro o más engranajes planetarios que rodean el engranaje solar. Las Figuras 1 y 2 ilustran siete engranajes 12 planetarios. En este ensamblaje, la rotación del eje del rotor provoca una rotación de los ejes 12 planetarios. El encaje del engranaje 12 planetario rotatorio alrededor de los ejes 14 de engranaje fijados individualmente provoca que los ejes 12 planetarios giren alrededor del engranaje solar.

5 Como se puede apreciar en la Figura 4, cada eje 14 de engranaje es una clavija asimétrica que presenta un primer extremo 20 cilíndrico y un segundo extremo 22 cilíndrico. Una primera porción 24 genéricamente cónica se extiende desde el primer extremo 20 cilíndrico hacia una línea 26, que diseña una línea media del engranaje 12 planetario de acuerdo con su longitud total. Una segunda porción 28 cónica se extiende desde el segundo extremo 22 cilíndrico hacia la línea 26 del engranaje 12 planetario. Como se puede apreciar claramente en las Figuras 4 y 6, la línea 26  
10 no representa el eje geométrico del eje 14 de engranaje. En la forma de realización preferente, el radio preseleccionado de la superficie convexa de la primera porción 24 cónica no es igual al radio de la superficie convexa de la segunda porción 28 cónica.

Una primera porción 30 cóncava con un pequeño radio está dispuesta entre el primer extremo 20 cilíndrico y la primera porción 24 cónica. Una segunda porción 32 similar está dispuesta entre el segundo extremo 22 cilíndrico y la  
15 segunda porción 28 ahusada.

Una parte 34 intermedia del eje 14 de engranaje presenta una configuración genéricamente cilíndrica. Un engranaje 12 planetario está encajado a presión sobre la parte 34 intermedia cilíndrica, como se muestra en las Figuras 3 y 6. El engranaje 12 planetario presenta una superficie de contacto de diámetro reducido que encaja con la parte 34 intermedia. Las paredes 13 y 17 cónicas que se extienden desde la superficie de contacto del engranaje 12  
20 planetario dejan espacio para que el eje 14 de engranaje se deflexione, como se describirá con mayor detalle más adelante.

Las porciones 24 y 28 cónicas del eje 14 de engranaje presentan cada una unas superficies exteriores convexas hacia fuera que tienen unos diámetros de mayor tamaño más cerca de la línea 26 y unos diámetros menores más cerca de los extremos 20, 22. Como resultado de ello, los ejes 14 de engranaje presentan un aspecto simétrico  
25 siendo más anchos en la parte intermedia y más estrechos hacia los extremos. Las dimensiones longitudinales de la primera porción 24 cónica son al menos algo mayores que las dimensiones longitudinales de la segunda porción 28 cónica. Como resultado de ello, el eje 14 de engranaje presenta un aspecto asimétrico adicional, que está diseñado para facilitar la flexión del eje 14 de engranaje cuando las cargas torsionales y rotacionales son aplicadas al ensamblaje 10 de engranajes.

30 El primer extremo 20 cilíndrico está configurado para ser ajustado a presión o embutido con un primer cojinete 40 esférico; y el segundo extremo 22 está configurado para ser ajustado con un segundo cojinete 42 esférico. El segundo cojinete 42 esférico y la porción 28 cónica del eje 14 de engranaje, cuando está montado en el soporte 11 está sobre el lado de la conexión del par elevado del ensamblaje 10 de engranajes. El eje 14 de engranajes de doble cono asimétrico hace posible que la inclinación de la carga descentrada de los primero y segundo cojinetes 40 y 42  
35 esféricos al equilibrio "delantero" rotacional del lado de par elevado del soporte 11 tipo en horquilla.

La Figura 6 ilustra también el aspecto asimétrico del eje 14 de engranaje. Mientras el eje 12 planetario engrana con la parte 34 intermedia, un huelgo 35 se crea entre el cojinete 40 y el engranaje 12 planetario. Otro huelgo se forma entre el cojinete 42 de engranaje 12 planetario. El huelgo 35 presenta un área mayor en comparación con el huelgo 37.

40 Dirigiendo ahora la atención a las Figuras 7 a 11, el eje 14 de engranaje se muestra en etapas de deflexión dependientes de la cantidad de la carga soportada por los engranajes 12 planetarios. Las Figuras 7 y 10 ilustran el eje 14 de engranaje en un estado libre de cargas, en el que no se aplica ninguna fuerza de flexión sobre el eje 14 de engranaje. Cuando el extremo de par elevado de soporte 11 recibe la fuerza rotacional a través de los medios 16 de conexión, el eje 14 de engranaje comienza a deflectarse alrededor de sus porciones 24 y 28 cónicas. La Figura 8  
45 ilustra un eje gradual del eje 14 de engranaje y las Figuras 11 y 12 ilustran una deflexión considerable del eje 14 de engranaje. En el momento de la deflexión, la parte 34 intermedia y los extremos 20, 22 del eje 14 de engranaje son soportados por un engranaje 12 planetarios y los cojinetes, respectivamente.

Debido al posicionamiento asimétrico de la parte intermedia de encaje con el soporte el extremo de par elevado del soporte 11 presenta un avance respecto del extremo opuesto del soporte. En la forma de realización ilustrada, la delantera es de aproximadamente 0,455 mm. En este ejemplo, la alineación de los dientes de engranaje desde el  
50 cojinete de la línea central hasta el cojinete de la línea central es de aproximadamente 258 mm. Las Figuras 7 a 11 ilustran una diferencia entre las deflexiones que se corresponden con la pendiente de las deflexiones del soporte en el eje geométrico "y". las deflexiones del eje 14 de engranaje facilitan la alineación del engranaje planetario con los dientes de la corona dentada y del eje solar.

55 La invención presenta permite seleccionar cuidadosamente la colocación exacta de la línea central de los ejes planetarios con respecto al primero y segundo cojinetes 40, 42 esféricos, y la geometría del eje 14 de engranaje. Las grandes deflexiones del eje 14 de engranaje son deseables para igualar las cargas entre los ejes 12 planetarios y presentan un alineamiento adecuado de los dientes del engranaje al mismo tiempo.

El ensamblaje de engranajes de la presente invención permite incrementar sustancialmente la deflexión al mismo tiempo o reducir el esfuerzo para una carga idéntica y mejorar la compartición de la carga entre los engranajes planetarios.

5 La suavidad del eje de engranajes cónico ahusado doble dado que un resorte permitirá que unas pequeñas desalineaciones sean corregidas por sí mismas como una fuerza introducida por la desalineación sobre el diente de engranaje puede apreciarse como un pequeño momento adicional genéricamente pequeño añadido o sustraído al momento y a la carga de cizalla aplicada al eje de engranaje. El eje de engranaje de la presente invención tiende a deflectarse de una forma que reduce al mínimo la carga excéntrica debida a la desalineación y cuanto más suave (más deflexión por carga dada) del eje de engranaje, menos importará la desalineación en la operación del  
10 ensamblaje de engranajes de la presente invención.

La colocación asimétrica de los soportes del extremo del eje de engranaje facilita una deflexión controlada del eje de engranaje de forma que la deflexión del eje de engranaje es estrechamente se corresponde con la deflexión del soporte planetario, pero en la dirección exacta opuesta para que la alineación del eje planetario permanezca coaxial con la rotación del soporte.

15 La estructura del ensamblaje de engranajes actual proporciona una rigidez asimétrica del eje 14 de engranaje sobre los lados opuestos de la carga aplicada, lo que viene facilitado por el diferente tamaño del ahusamiento sobre los dos lados opuestos del punto de aplicación de la carga. La estructura del eje de engranaje actual, los lugares del momento de flexión más altos presentan el diámetro mayor, mientras que los lugares del momento de flexión más bajo presentan el menor diámetro lo que tiende a incrementar la deflexión del eje sin que se eleve al tiempo el  
20 esfuerzo en el eje de engranaje.

Los ejes de engranajes pueden fabricarse en acero carburizado (u otro acero endurecido) para hacer posible que se utilice un diámetro mucho más pequeño para una deflexión elástica más alta. La invención actual permite la deflexión máxima posible elástica del planetario bajo la carga para distribuir las cargas entre los planetarios. Así mismo, la alineación de los engranajes planetarios con respecto al engranaje solar y a las coronas dentadas se  
25 mantiene debido a las capacidades de flexión de los ejes de engranajes.

30

**REIVINDICACIONES**

- 5 1.- Un ensamblaje (10) de engranajes que comprende una pluralidad de conjuntos de engranajes planetarios fijados a un soporte (11) tipo en horquilla, en el que cada uno de dichos conjuntos de engranajes planetarios comprende un engranaje (12) planetario soportado por un eje (14) de engranaje, presentando el eje (14) de engranaje un primero (20) y un segundo (22) extremos opuestos, siendo cada extremo soportado por un primero y un segundo cojinetes (40, 42) esféricos montados dentro del soporte (11), siendo capaz el eje (14) de engranaje de flectarse a lo largo de al menos parte de la longitud del eje (14) de engranaje cuando son aplicadas cargas torsionales y rotacionales al ensamblaje (10) de engranajes,
- 10 en el que dicho eje (14) de engranaje comprende una parte (34) intermedia genéricamente cilíndrica retenida en contacto con una superficie de contacto del engranaje (12) planetario, una primera porción (24) cónica que se extiende entre la parte (34) intermedia y el primer extremo (20), y una segunda porción (28) cónica que se extiende entre la parte (34) intermedia y el segundo extremo (22), y
- en el que una primera porción (30) cóncava está definida entre el primer extremo (20) y la primera porción (24) cónica.
- 15 2.- El aparato de la reivindicación 1, en el que la primera porción (30) cóncava está unitariamente conectada con la primera porción (24) cónica.
- 3.- El aparato de la reivindicación 1, en el que una segunda porción (32) cóncava está definida entre el segundo extremo (22) y la segunda porción (28) cónica.
- 20 4.- El aparato de la reivindicación 3, en el que la segunda porción (32) cóncava está unitariamente conectada a la segunda porción (28) cónica.
- 5.- El aparato de la reivindicación 1, en el que dicha primera porción (24) cónica y dicha segunda porción (32) cóncava están cada una conectadas de manera integral con la parte (34) intermedia en sus respectivos extremos de diámetro más ancho.
- 25 6.- El aparato de la reivindicación 1, presentando dicho primer extremo (20) y dicho segundo extremo (22) cada uno una superficie exterior genéricamente cilíndrica capaz de ser encajada por los primero y segundo cojinetes (40, 42) esféricos.
- 7.- El aparato de la reivindicación 1, en el que el primer extremo (20) está adaptado para conectar con un lado de par elevado del soporte (11).
- 30 8.- El aparato de la reivindicación 1, en el que la primera porción (24) cónica presenta unas dimensiones longitudinales al menos ligeramente mayores que las dimensiones longitudinales de la segunda porción (28) cónica.
- 9.- El aparato de la reivindicación 1, en el que el eje (14) de engranaje está embutido en caliente sobre una superficie de contacto del engranaje (12) planetario.
- 35 10.- El aparato de la reivindicación 1, en el que el primer extremo (20) del eje (14) de engranaje y el segundo extremo (22) del eje (14) de engranaje están cada uno ajustado a presión sobre unos respectivos primero o segundo cojinetes (40, 42) esféricos.
- 11.- El aparato de la reivindicación 1, en el que el eje (14) de engranaje presenta un aspecto dedoble cono que se ahusa desde la parte (34) intermedia hacia los extremos (20, 22) opuestos.

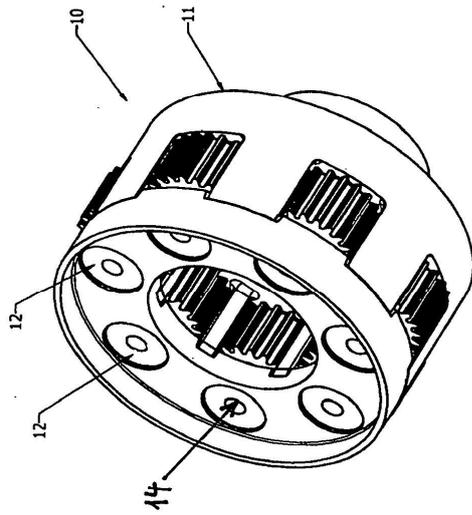


FIGURE 1

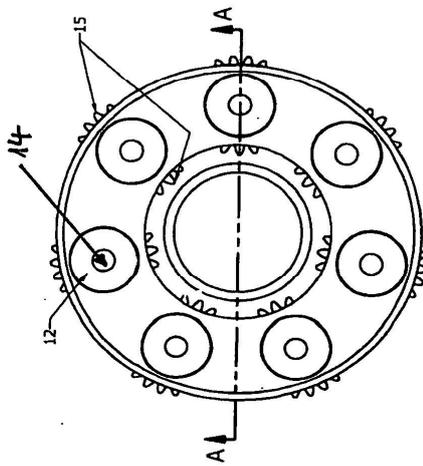


FIGURE 2

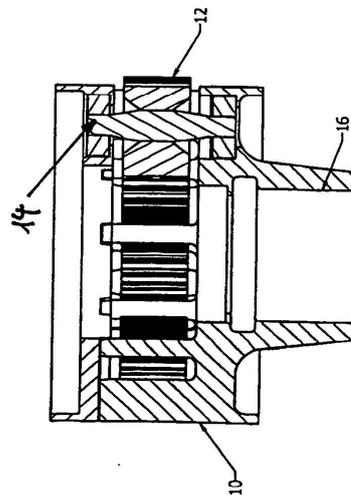


FIGURE 3

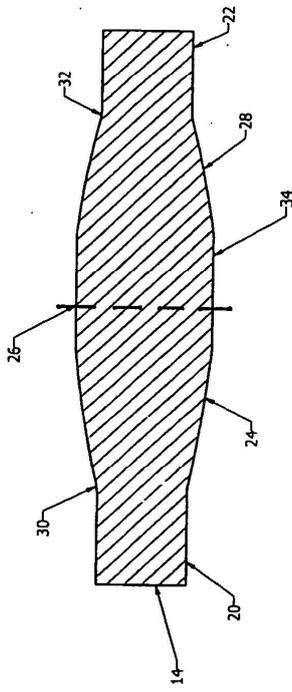


FIGURE 4

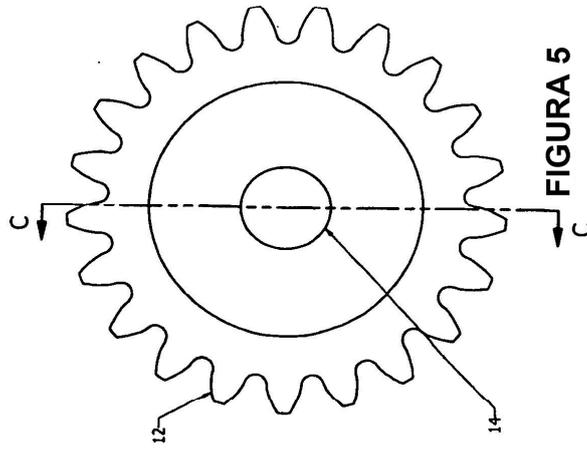


FIGURE 5

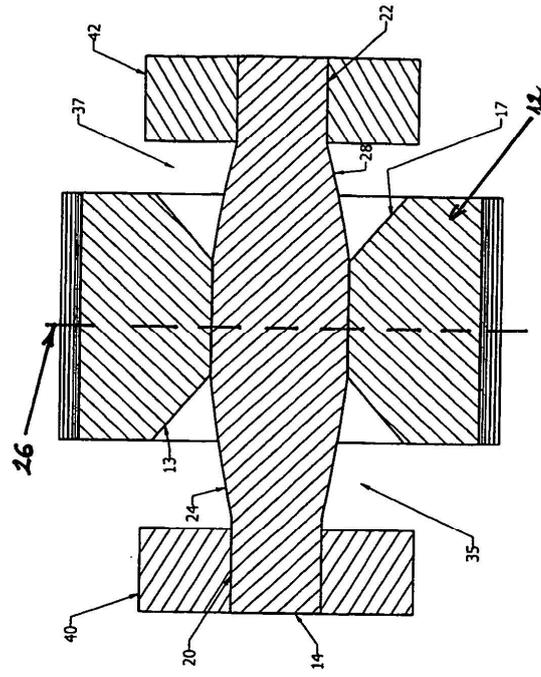
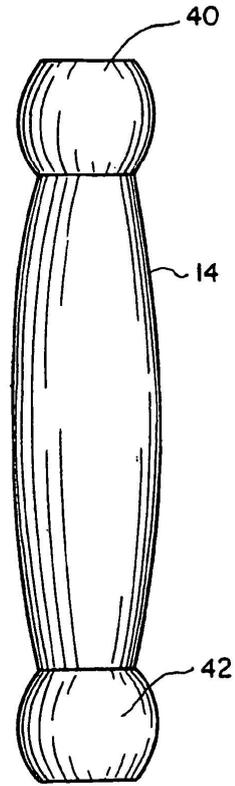
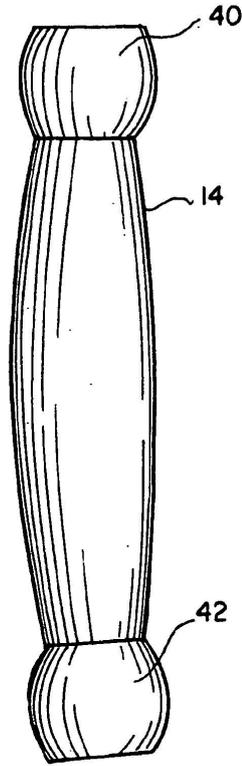


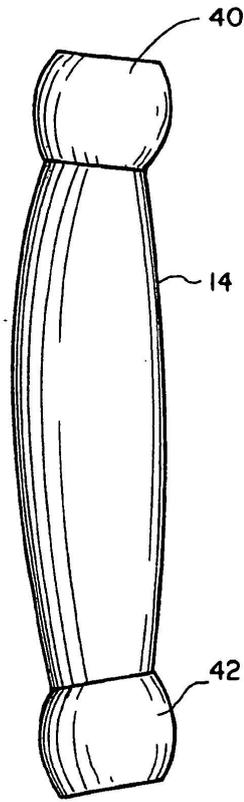
FIGURE 6



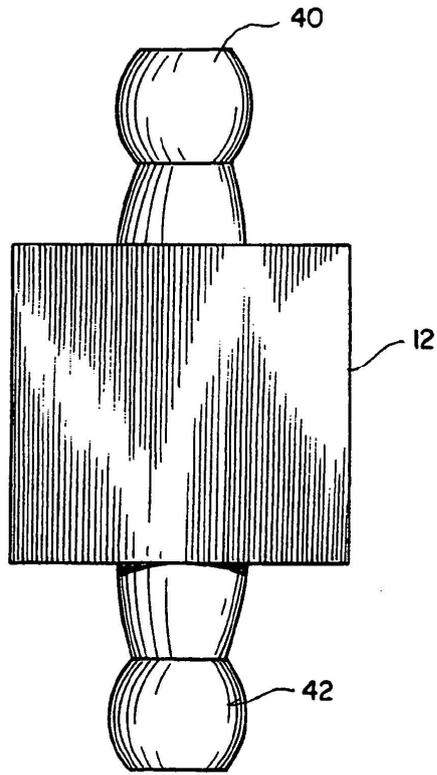
F I G . 7



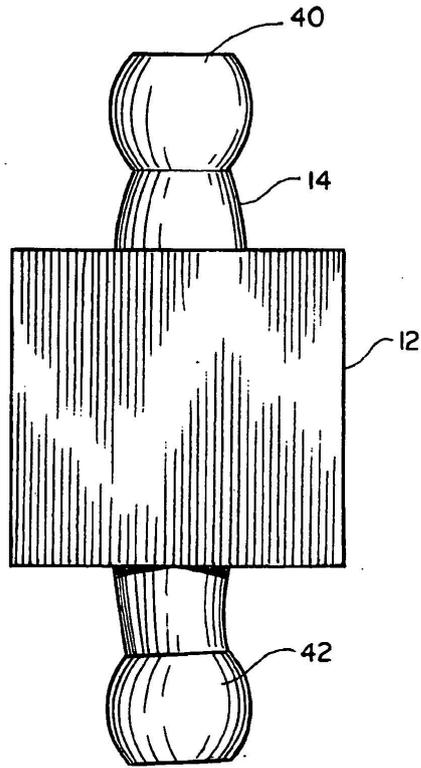
F I G . 8



F I G . 9



F I G. 10



F I G . II